



SCHWEIZERISCHE EIDGENOSSENSCHAFT
BUNDESAMT FÜR GEISTIGES EIGENTUM

51 Int. Cl.³: F 23 D 11/40

Erfindungspatent für die Schweiz und Liechtenstein
Schweizerisch-liechtensteinischer Patentschutzvertrag vom 22. Dezember 1978



12 PATENTSCHRIFT A5

11

631 536

21 Gesuchsnummer: 7816/79

73 Inhaber:
Institut Straumann AG, Waldenburg

22 Anmeldungsdatum: 29.12.1978

72 Erfinder:
Dr. h.c. Fritz Straumann, Waldenburg
Franz Sutter, Oberdorf BL

30 Priorität(en): 30.12.1977 DE 2759004

74 Vertreter:
Walter F. Sax, Oberengstringen

24 Patent erteilt: 13.08.1982

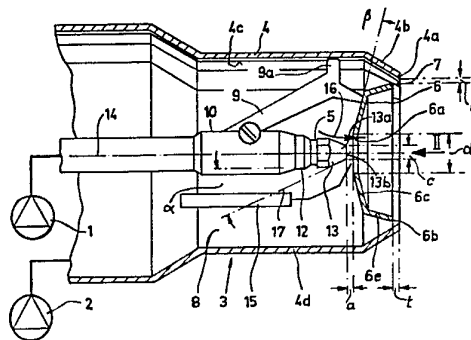
86 Internationale Anmeldung: PCT/EP 78/00028
(De)

45 Patentschrift
veröffentlicht: 13.08.1982

87 Internationale Veröffentlichung: WO 79/00468
(De) 26.07.1979

54 Oelbrenner für Heizleistungen im Bereich zwischen 12 und 30 Mcal/h und Verfahren zu dessen Betrieb.

57 Der Ölbrenner besitzt mindestens eine im Flammrohr (4) angeordnete Brennerdüse (5), deren Düsenkörper (13) einen kegelstumpfförmigen Endbereich (13a) aufweist. Ferner hat er eine becherförmige Stauscheibe (6) mit 50 mm Aussendurchmesser und mit zentraler Öffnung (6a), deren Durchmesser von 12 bis 13 mm gleich oder grösser als der Durchmesser der Hüllkreises der Brennerdüse ist. Die Stauscheibe (6) weist einen Bodenbereich (6c) und einen Randmantel (6e) auf, welche sich beide gegen die Austrittsöffnung (4a) des Flammrohrs erweitern. Zwischen Stauscheibe und Flammrohr ist ein Ringspalt mit einer Breite (b) von höchstens 0,5 mm vorhanden, und die Stirnfläche (13b) des Düsenkörpers (13) liegt in einem Bereich, der sich von der Stauscheibenöffnung (6a) 3 mm zur Düsenstockseite und 5 mm zur Flammrohröffnungsseite hin erstreckt. Der Düsenkörper (13) ist aerodynamisch so gestaltet, dass die die Stauscheibenöffnung durchsetzende Primärluftströmung achsparallel geführt wird. Im Innenraum des Flammrohrs wird ein Luftüberdruck von 32 bis 36 mm WS aufrechterhalten. Mit diesen Massnahmen lässt sich die Verbrennungsgüte so beherrschen wie bei Ölbrennern für grössere Heizleistungen.



PATENTANSPRÜCHE

1. Ölbrenner für Heizleistungen im Bereich zwischen 12 und 30 Mcal/h mit einer Ölfördervorrichtung, einem Luftgebläse und einem Brennerkopf, der ein im wesentlichen zylindrisches Flammrohr mit einem sich gegen seine Austrittsöffnung hin verjüngenden Abschnitt und mindestens eine im Flammrohr angeordnete Brennerdüse mit aussenseitig sich verjüngendem flammrohraustrittsseitigen Endbereich sowie mit einer Stauscheibe, die eine zentrale Öffnung aufweist, deren geringste Abmessung von 12–13 mm gleich oder grösser als der Durchmesser der Hüllfläche der Brennerdüse bzw. Brennerdüsen ist, wobei die Stauscheibe becherförmig ausgebildet und mit ihrem Inneren zur Austrittsöffnung des Flammrohrs weisend in diesem so angeordnet ist, dass zwischen der Stauscheibe und der Innenfläche des Flammrohrs ein Ringspalt vorhanden ist, und bei dem das Luftgebläse so dimensioniert ist, dass es im Innenraum des Flammrohrs einen Überdruck von 32–36 mm WS erzeugt, dadurch gekennzeichnet, dass der einen aussenseitig sich verjüngenden Endbereich (13a) aufweisende Düsenkörper (13) der Brennerdüse (5) bzw. Brennerdüsen aerodynamisch so gestaltet ist, dass die zentrale Stauscheibenöffnung (6a) durchsetzende Primärluftströmung (16) zumindest im Randbereich der Stauscheibenöffnung (6a) im wesentlichen achsparallel geführt wird, dass die Stirnfläche (13b) des Düsenkörpers (13) in einem Bereich liegt, der sich von der Stauscheibenöffnung (6a) 3 mm zur Düsenstockseite und 5 mm zur Flammrohröffnungsseite hin erstreckt, dass der Ausströmkegel des Ölnebels einen Kegelwinkel von etwa 65° aufweist, dass die Ringspaltöffnung (7) zwischen dem Flammrohr (4) und der Stauscheibe (6) eine Breite von höchstens 0,5 mm aufweist, dass der Aussenranddurchmesser der Stauscheibe (6) 50 mm beträgt und dass die Stauscheibe einen sich konisch gegen die Austrittsöffnung (4a) erweiternden Bodenbereich (6c) und einen sich mit stärkerer Neigung gleichfalls gegen die Austrittsöffnung (4a) des Flammrohrs (4) erweiternden Randmantel (6e) aufweist.

2. Ölbrenner nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass zwei symmetrisch zur Flammrohrachse (14) angeordnete Brennerdüsen (13', 13'') vorgesehen sind und die zentrale Öffnung (6a) der Stauscheibe (6) die Form eines Ovals mit zu den Achsen der Brennerdüsen (13' bzw. 13'') jeweils koaxialen halbkreisförmigen Seitenbereichen eines Durchmessers von 12 bis 13 mm aufweist.

3. Ölbrenner nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass die Stauscheibe (6) flammrohraustrittsöffnungsseitig vom Düsenkörper (13) der Brennerdüse bzw. Brennerdüsen angeordnet ist und im Bereich ihrer zentralen Öffnung (6a) einen Abstand (a) von 1,2 mm zur Ebene der Düsenkörperstirnfläche(n) (13b) hat.

4. Ölbrenner nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Tangente der Erzeugenden (17) der Mantelfläche des sich verjüngenden Endbereiches (13a) des Düsenkörpers (13) am Übergang der Mantelfläche zur Stirnfläche (13b) desselben mit der Flammrohrachse (14) einen Winkel (α) einschliesst, der zwischen 15° und 35° liegt.

5. Ölbrenner nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass der Winkel (α) zwischen der Tangente der Erzeugenden (17) und der Flammrohrachse (14) des Düsenkörpers (13) 20° bis 30° beträgt.

6. Ölbrenner nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Stirnfläche (13b) des Düsenkörpers (13) einen Durchmesser (c) aufweist, der höchstens der Hälfte der geringsten Abmessung der zentralen Stauscheibenöffnung (6a) bzw. des Durchmessers (d) derselben entspricht.

7. Ölbrenner nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, dass der Durchmesser (c) der Stirnfläche (13b) des Düsenkörpers 5 mm beträgt.

8. Ölbrenner nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Ringspaltöffnung (7) für den

Durchtritt von Sekundär-Verbrennungsluft zwischen der Austrittsöffnung (4a) des Flammrohrs (4) und dem Aussenrand (6b) der Stauscheibe (6) eine Tiefe (t) im Richtung der Flammrohrachse (14) von höchstens 1,3 mm hat.

9. Ölbrenner nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Neigungswinkel (β) des sich konisch erweiternden Bodenbereiches der Stauscheibe (6) gegen die Ebene deren zentraler Öffnung (6a) im Bereich zwischen 15° und 30° liegt, vorzugsweise 25° beträgt.

10. Ölbrenner nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass drei bis zwölf, vorzugsweise vier, im Bodenbereich (6c) der Stauscheibe eingeformte Durchtrittsschlitze (6d) für die Primär-Verbrennungsluft unter einem Winkel zur Radialrichtung geneigt in die zentrale Stauscheibenöffnung (6a) münden.

11. Ölbrenner nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, dass die Durchtrittsschlitze (6d) um 30° bis 60° gegen die Längsachse (14) des Flammrohrs (4) geneigt angeordnet sind.

12. Ölbrenner nach Anspruch 10 oder 11, dadurch gekennzeichnet, dass die Durchtrittsschlitze (6d) durch fahnenartiges Herausbiegen von etwa streifenartigen Zonen (18) des Bodenbereiches (6c) der Stauscheibe (6) aus demselben in Richtung auf die Austrittsöffnung (4a) des Flammrohrs (4) zu gebildete Öffnungen sind.

13. Ölbrenner nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, dass die streifenartigen Zonen (18) praktisch knickfrei aus dem Bodenbereich (6c) der Stauscheibe (6) herausgebogen sind.

14. Ölbrenner nach Anspruch 12 oder 13, dadurch gekennzeichnet, dass jeweils einen Durchtrittsschlitz (6d) begrenzende Abschnitte einander überlappen (v).

15. Ölbrenner nach einem der Ansprüche 10 bis 14, dadurch gekennzeichnet, dass die Breite (s) der Durchtrittsschlitze (6d) zwischen 0,2 und 1 mm liegt.

16. Ölbrenner nach Anspruch 15, dadurch gekennzeichnet, dass die Breite (s) der Durchtrittsschlitze (6d) zwischen 0,4 und 0,5 mm liegt.

17. Verfahren zum Betrieb des Ölbrenners nach Anspruch 1 mit leichtem oder extra leichtem Heizöl, dadurch gekennzeichnet, dass im Innenraum (8) des Flammrohrs (4) ein konstanter Luftüberdruck von 32 bis 36 mm Wassersäule aufrechterhalten wird und dass die Anpassung der Luftzufuhr an die Ölfördermenge durch Verschieben der Stauscheibe (6) derart erfolgt, dass sich ein Luftüberschuss von höchstens 5 Vol.-% ergibt, was einem Kohlendioxid-Anteil der Abgabe von mindestens 15 Vol.-% entspricht.

Die Erfindung bezieht sich auf einen Ölbrenner für Heizleistungen im Bereich zwischen 12 und 30 Mcal/h mit einer Ölfördervorrichtung, einem Luftgebläse und einem Brennerkopf, der ein im wesentlichen zylindrisches Flammrohr mit einem sich gegen seine Austrittsöffnung hin verjüngenden Abschnitt und mindestens eine im Flammrohr angeordnete Brennerdüse mit aussenseitig sich verjüngendem flammrohraustrittsseitigen Endbereich sowie mit einer Stauscheibe, die eine zentrale Öffnung aufweist, deren geringste Abmessung von 12–13 mm gleich oder grösser als der Durchmesser der Hüllfläche der Brennerdüse bzw. Brennerdüsen ist, wobei die Stauscheibe becherförmig ausgebildet und mit ihrem Inneren zur Austrittsöffnung des Flammrohrs weisend in diesem so angeordnet ist, dass zwischen der Stauscheibe und der Innenfläche des Flammrohrs ein Ringspalt vorhanden ist, und bei dem das Luftgebläse so dimensioniert ist, dass es im Innenraum des Flammrohrs einen Überdruck von 32–36 mm WS erzeugt.

Bei solchen Brennern für geringe Heizleistungen bestehen erhebliche Probleme bezüglich der Erzielung einer ausreichenden Verbrennungsgüte und damit einhergehend einer guten

Ausnutzung des dem Ölbrenner zugeführten Brennstoffes und eines entsprechend hohen Wirkungsgrades.

In der Ölheizungstechnik musste man bis zur Lösung durch die CH-Patentschrift 575 573 in Kauf nehmen, dass Ölbrenner mit kleiner Heizleistung eine wesentlich geringere Verbrennungsgüte aufweisen als solche mit einer relativ grossen Heizleistung. Als Mass für die Verbrennungsgüte dient dabei der Kohlendioxid-Anteil der Abgase. Die Verhältnisse bei Ölbrennern für grössere oder auch nur normale Heizleistungen, also solche Heizleistungen oberhalb 50 Mcal/h, lassen sich nicht auf Ölbrenner für geringe Heizleistungen übertragen. Es hat sich nämlich gezeigt, dass bei vorbekannten Brennerköpfen für Ölbrenner mit einer Heizleistung unterhalb 50 Mcal/h der mündungsseitige Durchmesser im Verhältnis zur Luftmenge, die für die Verbrennung benötigt wird, verhältnismässig viel zu gross ist und dass auch die Öffnung in der Stauscheibe im Verhältnis viel grösser als bei Ölbrennern mit grosser Heizleistung ist. Die geringe Verbrennungsgüte wird dabei in erster Linie dadurch verursacht, dass der Druck im Flammrohr und dementsprechend auch die Strömungsgeschwindigkeit der Luft in der Mischzone bei kleineren Ölbrennern wesentlich kleiner ist als bei relativ grossen Ölbrennern. Eine Dimensionierung des Luftgebläses bei einem kleinen Ölbrenner in dem Sinne, dass die Luft die Öffnung in der Stauscheibe mit der gleichen Strömungsgeschwindigkeit durchströmt wie bei einem grossen Ölbrenner, würde bewirken, dass eine Luftmenge zugeführt wird, die den für die Verbrennung notwendigen Luftbedarf bei weitem übersteigt. Dies hätte zur Folge, dass die Flammentemperatur stark fallen und der Kohlendioxid-Anteil des Abgases sehr klein werden würde und dass dabei in unerwünschter Weise ein hoher Anteil der erzeugten Wärme mit der überschüssigen Luft abgeführt würde.

Eine Drosselung der Luftzufuhr bis auf den Wert für eine annähernd stöchiometrische Sauerstoff-Brennstoff-Mischung würde hingegen eine Luftströmung ergeben, die nur noch eine kleine Strömungsgeschwindigkeit aufweist. Da jedoch die Mischwirkung des Brennerkopfes sehr stark von der Strömungsgeschwindigkeit der Luft abhängt, hätte dies zur Folge, dass die Luft und der Brennstoff nur unvollständig miteinander vermischt werden. Dies wiederum würde bewirken, dass der Brennstoff nur teilweise verbrennen würde, was einerseits einen schlechten Wirkungsgrad und andererseits eine starke Russbildung zur Folge hätte. Ein weiterer Nachteil einer grossen Stauscheibenöffnung und einer kleinen Strömungsgeschwindigkeit ist der, dass die Druckdifferenz zwischen dem Innenraum des Flammrohrs und dem Brennraum sehr klein wird. Dabei haben die verhältnismässig grosse Öffnung in der Stauscheibe und der kleine Überdruck im Flammrohr zur Folge, dass die Luftströmung und damit die Verbrennungsgüte sehr stark von Änderungen des Druckes im Brennraum beeinflusst werden, wie diese etwa durch eine Veränderung des Kaminzuges oder durch Windstösse verursacht zu werden pflegen.

Um hier wirkungsvoll Abhilfe zu schaffen und eine gleich gute Verbrennungsgüte wie bei herkömmlichen Ölbrennern für grosse und mittlere Heizleistungen zu erreichen, hat man gemäss der CH-Patentschrift 575 573 bei einem gattungsgemässen Ölbrenner der zentralen Öffnung der Stauscheibe bereits einen Durchmesser von 11 bis 14 mm gegeben und dabei das Luftgebläse derart dimensioniert, dass es im Innenraum des Flammrohrs einen Überdruck von 32 bis 36 mm Wassersäule erzeugt. Dabei hat man bereits erkannt, dass es für die Erzielung einer ausreichenden Verbrennungsgüte bei Ölbrennern für geringe Heizleistungen wesentlich darauf ankommt, die Druckverhältnisse im Flammrohr über eine geeignete Drosselung der Überströmmenge der vom Luftgebläse zugeführten Verbrennungsluft vom Flammrohrinneren in den Brennraum in Form von Primär-Verbrennungsluft und Sekundär-Verbrennungsluft zu beherrschen. Hierfür hat man gegenüber vorbekannten Aus-

führungen den Durchmesser der zentralen Öffnung der Stauscheibe auf Werte zwischen 11 und 14 mm begrenzt und auch den als Durchtrittsöffnung für die Sekundär-Verbrennungsluft dienenden Ringspalt zwischen Flammrohr-Austrittsöffnung und Aussenrand der Stauscheibe auf einem gegenüber vorbekannten Ausführungen vergleichsweise geringen Wert gehalten, um auf diese Weise insgesamt den zur Verfügung stehenden Strömungsquerschnitt für Primär- und Sekundär-Verbrennungsluft ausreichend gering halten zu können.

Diese bekannte Lösung für Ölbrenner für geringe Heizleistungen erbringt zufriedenstellende Ergebnisse, dies allerdings nur für Ölbrenner mit Heizleistungen oberhalb 18 Mcal/h. Für noch geringere Heizleistungen hat sich diese bekannte Ausführung als unbefriedigend erwiesen, weil dann die Verbrennungsgüte ebenso wie der Wirkungsgrad rasch sinkt, wie Versuche ergeben haben. Man ist daher bisher davon ausgegangen, dass eine Heizleistung von 18 Mcal/h die untere Grenze dafür darstellt, einen Ölbrenner gattungsgemässer Art so beherrschen zu können, dass eine ausreichend gute Verbrennungsgüte mit den mit dieser einhergehenden betrieblichen, ökonomischen und ökologischen Vorteilen zuverlässig gewährleistet ist.

Der Erfindung liegt nun die Aufgabe zugrunde, mit einfachen und kostengünstigen Mitteln unter Vermeidung der beschriebenen Nachteile eine Möglichkeit zu schaffen, die Verbrennungsgüte auch bei Ölbrennern für geringere Heizleistungen als 18 Mcal/h zuverlässig so beherrschen zu können, dass sie den bekannten Verhältnissen gemäss der CH-Patentschrift 575 573 zumindest entspricht.

Gemäss der Erfindung wird dieses Ziel in überraschend einfacher Weise dadurch erreicht, dass der einen aussenseitig sich verjüngenden Endbereich aufweisende Düsenkörper der Brennerdüse bzw. Brennerdüsen aerodynamisch so gestaltet ist, dass die die zentrale Stauscheibenöffnung durchsetzende Primärluftströmung zumindest im Randbereich der Stauscheibenöffnung im wesentlichen achsparallel geführt wird, dass die Stirnfläche des Düsenkörpers in einem Bereich liegt, der sich von der Stauscheibenöffnung 3 mm zur Düsenstockseite und 5 mm zur Flammrohröffnungsseite hin erstreckt, dass der Ausströmkegel des Oelnebels einen Kegelwinkel von etwa 65° aufweist, dass die Ringspaltöffnung zwischen dem Flammrohr und der Stauscheibe eine Breite von höchstens 0,5 mm aufweist, dass der Aussenranddurchmesser der Stauscheibe 50 mm beträgt und dass die Stauscheibe einen sich konisch gegen die Austrittsöffnung des Flammrohrs erweiternden Bodenbereich und einen sich mit stärkerer Neigung gleichfalls gegen die Austrittsöffnung des Flammrohrs erweiternden Randmantel aufweist.

Dabei geht die Erfindung von der Erkenntnis aus, dass für extrem geringe Heizleistungen, nämlich solche bis zu zwölf Mcal/h, eine Einflussnahme auf den Luftdurchtrittsquerschnitt zwischen Flammrohrinnenraum und Feuerraum zur Lösung der gestellten Aufgabe allein nicht ausreichend sind, vielmehr in Bereichen solch geringer Heizleistungen andere konstruktive Parameter wesentlich an Bedeutung gewinnen, denen die Fachwelt bisher überhaupt keinerlei Bedeutung beigemessen hat. Es handelt sich hierbei einerseits um die Notwendigkeit einer weiteren Herabsetzung der Untergrenze für die geringste Abmessung der zentralen Stauscheibenöffnung, dies allerdings unter Einhaltung eines innerhalb erfindungsgemäss vorgegebener Grenzen variierbaren Abstandes der Eintrittsebene dieser Stauscheibenöffnung zur freien Stirnfläche des Düsenkörpers der Brennerdüse. Überraschend wurde dabei gefunden, dass dieser Abstand keineswegs nur positiv gewählt zu sein braucht, wie man das in der Fachwelt bisher für erforderlich gehalten hat, wobei nämlich die Stauscheibe flammrohraustrittsseitig von der freien Stirnfläche des Düsenkörpers der Brennerdüse angeordnet ist, sondern für ganz bestimmte geometrische Verhältnisse im Anströmbereich der Primär-Verbrennungsluft zu dieser Stauscheibenöffnung auch ein sogenannter «negativer

Abstand», bei dem die Eintrittsebene der zentralen Stauscheibenöffnung sich düsenstockseitig von der freien Stirnfläche des Düsenkörpers der Brennerdüse befindet, zweckmässig sein kann. Ein ganz wesentlicher Parameter für die Erreichung der gewünschten Verbrennungsgüte auch bei unterhalb der bisher für gerade noch zu handhaben erachteten Werte liegenden Heizleistungen ist die Zuführung der Primär-Verbrennungsluft zur zentralen Stauscheibenöffnung in erfindungsspezifischer Richtung. Hier liegt der Erfindung die Erkenntnis zugrunde, dass es gerade für solche geringen Heizleistungen wesentlich auf eine gute Vermischung der Verbrennungs-Reaktionspartner Sauerstoff und Ölnebel ankommt und dass die Güte dieses Vermischungsprozesses gerade im Hinblick auf die erwünschten hohen Luftströmungsgeschwindigkeiten wesentlich davon abhängt, dass er bereits möglichst weit im Anfangsbereich des Zerstäubungskegels des Ölnebels, also möglichst nahe von dessen Austritt aus der freien Stirnfläche des Düsenkörpers der Brennerdüse, stattfindet und möglichst wenig durch Turbulenzen im Bereich der Kegeloberfläche gestört wird. Vorzugsweise wird die die zentrale Stauscheibenöffnung durchsetzende Primär-Verbrennungsluft über einem möglichst grossen Flächenbereich dieser Stauscheibenöffnung, zumindest jedoch über einem Randbereich derselben, dem Zerstäubungskegel möglichst flach zugeführt, d.h. zumindest in diesem Randbereich mit etwa flammrohrachspareller Strömungsrichtung. Überraschend wird durch diese Massnahme eine besonders gute Vermischung der Öltröpfchen des Zerstäubungskegels nicht nur in dessen Mantelbereich, sondern auch in dessen Innerem, erreicht.

Es hat sich gezeigt, dass auch bei Ölbrennern der beschriebenen Art, die für Heizleistungen bis herunter zu 12 Mcal/h ausgelegt sind, sich durch die Erfindung zumindest so gute Verbrennungsverhältnisse erzielen lassen, wie diese in der CH-Patentschrift 575 573 für Heizleistungen zwischen 18 und 35 Mcal/h beschrieben sind. Der Einsatz der Erfindung ist nicht auf Ölbrenner für Heizleistungen unterhalb 18 Mcal/h beschränkt, vielmehr kann die Erfindung zweckmässig auch für höhere Heizleistungen bis zu 30 Mcal/h mit Vorteil Verwendung finden.

Es hat sich überraschend herausgestellt, dass es auch bei solch geringen Heizleistungen in gleicher Weise wie bei höheren Heizleistungen möglich ist, eine koaxial zum Flammrohr in diesem angeordnete Brennerdüse vorzusehen und die zentrale Öffnung der Stauscheibe in Kreisform auszuführen. Andererseits kann es aber für bestimmte Einsatzfälle auch zweckmässig sein, wenn gemäss einem die Erfindung zweckmässig fortbildenden anderen Erfindungsgedanken zwei symmetrisch zur Flammrohrachse angeordnete Brennerdüsen vorgesehen sind und die zentrale Öffnung der Stauscheibe die Form eines Ovals mit zu den Achsen der Brennerdüsen jeweils koaxialen halbkreisförmigen Seitenbereichen aufweist. Diese Ausführung gestattet nämlich eine weitgehende Anpassung an einen verhältnismässig grossen Heizleistungsbereich insbesondere dann, wenn die beiden Brennerdüsen jeweils für minimalen Öldurchsatz konzipiert sind.

In diesem Zusammenhang ist darauf hinzuweisen, dass im Falle einer kreisförmigen zentralen Stauscheibenöffnung deren geringste Abmessung von 12–13 mm dem Durchmesser derselben entspricht, während diese geringste Abmessung bei einer als Oval ausgebildeten zentralen Stauscheibenöffnung der senkrechte Abstand beider Längsseiten des Ovals ist.

Besonders günstige Strömungsverhältnisse für die die zentrale Stauscheibenöffnung durchsetzende Primär-Verbrennungsluft mit einer entsprechenden Verbesserung der Verbrennungsgüte können sich bei einer Ausführungsform der Erfindung ergeben, bei welcher die Stauscheibe flammrohraustrittsöffnungsseitig vom Düsenkörper der Brennerdüse bzw. Brennerdüsen angeordnet ist und im Bereich ihrer zentralen Öffnung einen Abstand von 1,2 mm zur Ebene der freien Düsenkörper-

stirnfläche(n) hat. Es ist überraschend, dass dieser geringe Abstand zwischen Eintrittsfläche der zentralen Stauscheibenöffnung und freier Stirnfläche der Brennerdüse einen so spezifisch günstigen Einfluss auf die Verbrennungsgüte gerade bei geringen Heizleistungen besitzt. Von der Geometrie der Einbringung des Ölnebels in den Flammraum her könnte an sich dieser Abstand noch verringert werden, es hat sich jedoch gezeigt, dass dann der Raum für die Unterbringung einer oder mehrerer Zündelektroden so begrenzt wird, dass die Gefahr von Funkenüberschlägen zur Stauscheibe oder zum Düsenkörper hin auftritt.

Die Führung der die zentrale Stauscheibenöffnung durchsetzenden Strömung von Primär-Verbrennungsluft erfolgt mittels der Kontur der Aussenoberfläche des Düsenkörpers der jeweiligen Brennerdüse. Die Anordnung wird mit Vorteil so getroffen, dass die Tangente der Erzeugenden der Mantelfläche des sich verjüngenden Endbereichs des Düsenkörpers am Übergang der Mantelfläche zur Stirnfläche desselben mit der Flammrohrachse einen Winkel α einschliesst, der zwischen 15° und 35°, vorzugsweise zwischen 20° und 30° liegt. Es hat sich gezeigt, dass unter dieser Voraussetzung die Brennerdüse durchaus einen kegelstumpfförmigen flammrohraustrittsöffnungsseitigen Endbereich aufweisen kann. Man hat es bisher nicht für möglich gehalten, Brennerdüsen mit einer solchen bekannten Kontur der Aussenoberfläche ihres Düsenkörpers auch für erfindungsgemässe Zwecke einzusetzen, weil nämlich die herkömmlichen Ausführungen solcher Brennerdüsen eine Führung der Strömung der Primär-Verbrennungsluft zu bewirken pflegen, bei welcher die Stromlinien dieser Verbrennungsluft in einem verhältnismässig sehr steilen Winkel zur Mantellinie des Ölnebelkegels verlaufen, daher einerseits die Gefahr von Wirbeltaschen dicht hinter der freien Stirnfläche des Düsenkörpers heraufbeschören und andererseits verhältnismässig wenig tangential in den Ölnebel-Kegel eindringen und daher eine nur verhältnismässig schlechte Vermischungswirkung dieser Primär-Verbrennungsluft bzw. ihres Sauerstoffgehaltes mit dem Tröpfchen-Kontinuum des Ölnebels zu bewirken vermögen.

Bei dieser bevorzugten Ausführungsform ist es praktisch ohne jeglichen herstellungstechnischen und konstruktiven oder montagemässigen Aufwand möglich, der Kegelmantellinie des flammrohraustrittsöffnungsseitigen Endbereiches des Düsenkörpers der Brennerdüse, die gewünschte Neigung zu geben, welche gewährleistet, dass stets eine Führung der Strömung von Primär-Verbrennungsluft derart erfolgt, dass diese auf die Eintrittsfläche der zentralen Stauscheibenöffnung praktisch senkrecht auftrifft.

Es wurde festgestellt, dass eine Ölbrenner-Ausführung gemäss der Erfindung und den vorstehend beschriebenen vorteilhaften Fortbildungen zu einem grösseren Druckabfall und in gewünschter Weise entsprechend höherer Geschwindigkeit der Verbrennungsluft führt als bei herkömmlichen Ausführungen, bei denen die bekannten Brennerdüsen-Ausführungen einen grösseren Durchmesser des Stauscheibenloches erfordern und daher auch der Aussendurchmesser der Stauscheibe sowie die Flammrohröffnung grösser gehalten werden müssen, da sonst die Flammen-Ansatzfläche zu klein würde, was zwangsläufig zu einer vergrösserten Querschnittsöffnung am Brennkopfende mit der Folge führt, dass bei solcher herkömmlicher Ausführung nicht die gewünschte hohe Luftpressung im Flammrohr erreicht werden kann. Die im Gegensatz hierzu durch die Brennkopfkonzeption gemäss der Erfindung erzielbare erhöhte Geschwindigkeit der Verbrennungsluft trägt gleichfalls wesentlich dazu bei, die Vermischung von Verbrennungsluft und Ölnebel zu erhöhen, indem überraschend eine kurzzeitige und gründliche Durchmischung von Ölnebel und Sauerstoff bewirkt und eine vollständige, nahezu stöchiometrische Verbrennung gewährleistet wird.

Bewährt hat sich gleichermaßen eine Ausführungsform der Erfindung, bei welcher die freie Stirnfläche des Düsenkörpers der Brennerdüse einen Durchmesser aufweist, der höchstens der Hälfte der geringsten Abmessung der zentralen Stauscheibenöffnung bzw. des Durchmessers derselben entspricht. Dabei sollte erfahrungsgemäß der Durchmesser dieser freien Stirnfläche des Düsenkörpers etwa 5 mm betragen. Durch diese Massnahme ergibt sich erfahrungsgemäß eine besonders gute Aerodynamik im Brennkopf bei in gewünschter Weise kleiner Querschnittsöffnung am Brennkopfe und entsprechend hoher Luftpressung im Flammrohr mit entsprechend vergleichsweise höherer Geschwindigkeit der Verbrennungsluft, wobei – wie sich gezeigt hat – die an sich bereits zeitlich sehr kurze Verweilzeit des Önebels bis zur Verbrennung zu einem gesteigerten Anteil für eine möglichst schnelle und gute Durchmischung des Önebels mit der Verbrennungsluft ausgenutzt werden kann, da die Verbrennungsluft bereits im Bereich der Spitze des Zerstäubungskegels des Önebels in diesen Vermischungsprozess eingreifen kann.

Ein völlig überraschendes Ergebnis hat die Massnahme erbracht, wonach die Ringspaltöffnung zwischen dem Flammrohr und der Stauscheibe eine Breite von höchstens 0,5 mm aufweist. Es hat sich nämlich gezeigt, dass gerade für unterhalb bisher für gerade noch zu handhaben erachteter Heizleistungen, nämlich unterhalb 18 Mcal/h liegende Heizleistungen eine Steigerung der Verbrennungsgüte dadurch erreicht werden kann, dass die Möglichkeit für ein Abströmen von Sekundär-Verbrennungsluft in den Flammraum im Verhältnis zu der aus der CH-Patentschrift 575 573 vorbekannten Lösung noch stärker gedrosselt wird, was durch die genannte Massnahme erreicht wird. Unterstützt wird diese Massnahme durch eine Ausführungsform, bei der die Ringspaltöffnung für den Durchtritt von Sekundär-Verbrennungsluft zwischen der Austrittsöffnung des Flammrohrs und dem Aussenrand der Stauscheibe eine Tiefe in Richtung der Flammrohrachse von höchstens 1,3 mm hat.

Ferner hat es sich gezeigt, dass vorhandene Ölbrenner auf kleinere Heizleistungen mit erfindungsgemäß vorzüglicher Verbrennungsgüte und hohem Wirkungsgrad in höchst wirtschaftlicher Weise dadurch umgerüstet werden können, dass lediglich eine für die erfindungsgemässen Zwecke geeignete Stauscheibe und eine der Primär-Verbrennungsluft eine erfindungsgemässe Strömung vermittelnde Brennerdüse in erfindungsspezifischer Zuordnung zueinander zum Einsatz kommen. Gleiches gilt natürlich auch für den Einsatz von Brennerdüsen in Tandemanordnung nebeneinander. Hierdurch wird nicht nur eine Erleichterung von Montage im Erstausrüstungs- ebenso wie im Umrüstungsfall erreicht, sondern auch eine Rationalisierung des gesamten Herstellungs- und Lieferungsprogramms hinsichtlich Fertigung und Lagerhaltung mit den entsprechenden Kostenvorteilen.

Dadurch, dass die Stauscheibe einen sich konisch gegen die Austrittsöffnung des Flammrohrs erweiternden Bodenbereich und einen sich mit stärkerer Neigung gleichfalls gegen die Austrittsöffnung des Flammrohrs erweiternden Randmantel aufweist, lassen sich bessere Verbrennungsergebnisse insbesondere im Hinblick auf eine Verbesserung der Flammenführung auf der Brennräumeite der Stauscheibe erreichen. Dabei wird bevorzugt, wenn der Neigungswinkel des sich konisch erweiternden Bodenbereiches der Stauscheibe gegen die Ebene deren zentraler Öffnung im Bereich zwischen 15° und 30° liegt und mit Vorzug 25° beträgt.

Im Interesse einer stabilen Führung der Flamme in Verbindung mit einer Steigerung der Durchmischung der Primär-Verbrennungsluft mit dem Önebel-Kontinuum insbesondere im Strahlkegelbereich zur Steigerung der Verbrennungsgüte kann vorgesehen sein, dass drei bis zwölf, vorzugsweise vier, im Bodenbereich der Stauscheibe eingeformte Durchtrittsschlitze für die Primär-Verbrennungsluft unter einem Winkel zur Radial-

richtung geneigt in die zentrale Stauscheibenöffnung münden. Dabei können die Durchtrittsschlitze um 30° bis 60° gegen die Längsachse des Flammrohrs geneigt angeordnet sein. Hierdurch lassen sich gerade für besonders geringe Heizleistungen Vorteile bei der Führung der Verbrennung erzielen.

Die Durchtrittsschlitze können durch fahnenartiges Herausbiegen von etwa streifenartigen Zonen des Bodenbereichs der Stauscheibe aus demselben in Richtung auf die Austrittsöffnung des Flammrohrs zu gebildete Öffnungen sein. Diese neuartige Stauscheibenkonzeption ist nicht nur zweckmässig für die Erzielung einer besonders guten Verbrennungsgüte bei extrem geringen Heizleistungen, sondern bringt auch den Vorteil einfacher und wirtschaftlicher Herstellung der Stauscheibe mit sich. Dabei hat es sich als zu bevorzugen erwiesen, wenn die streifenartigen Zonen praktisch knickfrei aus dem Bodenbereich der Stauscheibe herausgebogen sind. Hierdurch werden nämlich stossfreie Umlenkungen der die Schlitze durchsetzenden Primär-Verbrennungsluft-Strömungen vermieden, welche zu Wirbelbildungen und damit Beeinträchtigungen der Vermischungsgüte der Primär-Verbrennungsluft und des Önebels im Mantelbereich des Strahlkegels führen können. Insbesondere hat es sich weiterhin als Vorteil erwiesen, wenn jeweils einen Durchtrittsschlitz begrenzende Abschnitte einander überlappen. Für die Breite der Durchtrittsschlitze ist ein Wert zwischen 0,2 und 1 mm ermittelt worden, wobei es sich gezeigt hat, dass es zu bevorzugen ist, wenn die Breite der Durchtrittsschlitze zwischen 0,4 und 0,5 mm liegt. Auf diese Weise wird einerseits feuerraumseitig von der Stauscheibe dem Strahlkegelmantel des Önebels Primär-Verbrennungsluft mit für eine gute Durchmischung ausreichender Geschwindigkeit zugeführt, andererseits aber dafür gesorgt, dass ein wesentlicher Teil der Primär-Verbrennungsluft durch die zentrale Stauscheibenöffnung etwa in Axialrichtung durchtritt und in einer besonders anfangsbereichsnahen Zone des Strahlkegels mit besonders flachem Angriffswinkel gegenüber diesem Einwirkung auf diesen nimmt und dadurch seine eigenen Geschwindigkeitskomponenten dafür ausnutzt, die Öltröpfchen im Strahlkegel im wesentlichen in Richtung der Hauptkomponente ihrer Geschwindigkeit auseinanderzuziehen und somit zu einer besonders guten Durchmischung des Önebels mit Primär-Verbrennungsluft beizutragen.

Die Erfindung bezieht sich auch auf ein Verfahren zum Betrieb des erfindungsgemässen Ölbrenners mit leichtem oder extra leichtem Heizöl. Dieses Verfahren ist dadurch gekennzeichnet, dass im Innenraum des Flammrohrs ein konstanter Luftüberdruck von 32 bis 36 mm Wassersäule aufrechterhalten wird und dass die Anpassung der Luftzufuhr an die Ölfördermenge durch Verschieben der Stauscheibe derart erfolgt, dass sich ein Luftüberschuss von höchstens 5 Vol.-% ergibt, was einem Kohlendioxid-Anteil der Abgase von mindestens 15 Vol.-% entspricht. Diese Verfahrensweise ist aus der CH-Patentschrift 575 573 bei Ölbrennern für Heizleistungen ab 18 Mcal/h bekannt. Überraschend wurde durch die Erfindung gefunden, dass diese Verfahrensweise nicht nur auch bei geringeren Heizleistungen bis hinab zu etwa 12 Mcal/h möglich ist, sondern für diesen extrem niedrigen Heizleistungsbereich gleichfalls die optimalen Bedingungen für die Führung des Verbrennungsprozesses liefert. Diese Vorteile treten besonders deutlich bei einer erfindungsgemässen Ausführung des Brenners mit einem kegelförmigen Endbereich des Düsenkörpers der Brennerdüse und einer Stauscheibe mit sich konisch erweiterndem Bodenbereich zutage, weil nämlich durch die Anwendung dieser an sich bekannten Verfahrensweise auf einen in dieser Weise ausgestalteten Ölbrenner überraschend eine weitere vorteilhafte Wirkung erzielt wird, die darin besteht, dass trotz der geringen geometrischen Abmessungen im Bereich zwischen Brennerdüse und Stauscheibe und insbesondere deren zentraler Öffnung aufgrund der für diese kleinen Abmessungen verhältnismässig hohen Luftpressung im Flammrohr Strömungsgeschwin-

digkeiten der Primär-Verbrennungsluft im Bereich zwischen Brennerdüse und Stauscheibe auftreten, welche eine zweckmässige Anordnung der Zündelektroden mit extrem geringem Abstand zueinander und zum Düsenkörper der Brennerdüse einerseits sowie der Stauscheibe andererseits gestatten und dabei gleichzeitig gewährleisten, dass der Zündfunke in die Strömungsrichtung hinein geleitet und auf diese Weise zuverlässig verhindert wird, dass es zu Funkensprüngen auf den Düsenkörper der Brennerdüse oder die Stauscheibe kommt. Die vorteilhafte Folge ist nicht nur eine besondere Gleichmässigkeit der Verbrennung mit entsprechender Steigerung der Verbrennungsgüte mit den bereits geschilderten vorteilhaften Folgen derselben über der Betriebszeit, sondern auch eine Verbesserung der Standfestigkeit der Bauteile des Brennerkopfes durch Herabsetzung der Verzunderungskorrosion derselben und damit letztlich eine beträchtliche Steigerung der Gesamtwirtschaftlichkeit eines solchen Öl Brenners.

Im folgenden wird die Erfindung anhand zweier bevorzugter Ausführungsbeispiele, die in der Zeichnung dargestellt sind, näher beschrieben. Dabei zeigen:

Fig. 1 einen Längsschnitt durch einen Brennerkopf,

Fig. 2 eine Ansicht der Stauscheibe in der in Fig. 1 mit II bezeichneten Blickrichtung,

Fig. 3 in der Darstellung gemäss Fig. 2 entsprechender Darstellung eine andere Ausführungsform einer Stauscheibe, welche für den Einsatz mit zwei Brennerdüsen in Tandemanordnung zueinander bestimmt ist, und

Fig. 4 einen vergrösserten Detailschnitt der Stauscheibe längs der Linie III-III in Fig. 2.

Der in Fig. 1 dargestellte, als Ganzes mit 3 bezeichnete Brennerkopf weist ein Flammrohr 4 mit einem sich bis zu seiner Austrittsöffnung 4a konisch verjüngenden Abschnitt 4b und eine koaxial im Flammrohr 4 angeordnete, zur Zerstäubung des Öls dienende Brennerdüse 5 auf. Der Durchmesser der Austrittsöffnung 4a des Flammrohrs 4 liegt zweckmässig im Bereich zwischen 41 und 71 mm und beträgt vorteilhafterweise etwa 50 bis 56 mm. Bevorzugt wird ein Durchmesserwert von 51 mm. Die Brennerdüse 5, die einen Brennerstock 12 und einen Düsenkörper 13 aufweist, kann mit Vorzug gemäss der in der CH-Patentschrift 553 379 beschriebenen Ausführung ausgebildet sein. Der Aussendurchmesser des Brennerstocks 12 beträgt beispielsweise 12 mm, wobei er jedoch so gering wie nur irgend möglich gehalten werden sollte. Der Düsenkörper 13 ist auf der dem Brennerstock 12 zugewandten Seite mit einem sechskantförmigen Abschnitt versehen, dessen Hüllkreisdurchmesser kleiner ist als der Durchmesser der zentralen Öffnung 6a der Stauscheibe 6. Zweckmässigerweise kann er auch kleiner als der Durchmesser des Brennerstocks 12 sein. Auf der anderen Seite weist der Düsenkörper 13 einen sich konisch verjüngenden Bereich 13a auf, wobei der Durchmesser der Verjüngung am freien Stirnende, d.h. in der Ebene der Düsenmündung, höchstens der Hälfte des Durchmessers der zentralen Stauscheibenöffnung 6a und mit Vorzug 5 mm beträgt. Die vor der Mündung der Brennerdüse 5 im Flammrohr 4 angeordnete runde Stauscheibe 6 ist becherförmig ausgebildet und sich in der Brennerdüse 5 entgegengesetzter Richtung öffnend im Flammrohr 4 angeordnet. Sie weist einen sich mit einem Neigungswinkel β gegenüber der vertikalen Querschnittsebene, der im Bereich zwischen 15° und 30° liegt und vorzugsweise 25° beträgt, konisch von der Brennerdüse 5 weg erweiternden Bodenbereich 6c mit einer zentralen kreisförmigen Öffnung 6a und einen sich an diesen nach aussen anschliessenden, sich mit stärkerer Neigung in der gleichen Richtung, d.h. gegen die Flammrohr-Austrittsöffnung 4a hin, konisch erweiternden Randmantel 6e auf, dessen Ende den Aussenrand 6b der Stauscheibe 6 bildet. Wie aus Fig. 2 und 3 zu entnehmen, ist der Bodenbereich 6c mit einer Anzahl von zwischen drei und zwölf beim dargestellten Ausführungsbeispiel von vier Durchtrittsschlitzen 6d versehen,

die sich von der Öffnung 6a bis in die Nähe des Randes des Bodenbereiches 6c erstrecken. Die Durchtrittsschlitze 6d verlaufen radial oder unter einem Winkel zur Radialrichtung und sind gegen die Richtung der Längsachse 14 des Flammrohrs 4 um etwa 30° bis 60° geneigt. Der Durchmesser der Stauscheibenöffnung 6a beträgt 12 bis 13 mm. Der maximale Aussendurchmesser des Düsenkörpers 13 wird etwa gleich gross oder etwas kleiner als der Durchmesser der Stauscheibenöffnung 6a gewählt.

Der sich konisch auf einen Durchmesser von 5 mm der freien Stirnfläche 13b verjüngende Endbereich 13a des Düsenkörpers 13 hat eine Konizität, deren Mass durch den Winkel α gegeben ist, den die Erzeugende 17 im Übergangsbereich zur freien Stirnfläche 13b des Düsenkörpers 13 mit der Flammrohrachse 14 einschliesst. Beim dargestellten Ausführungsbeispiel fällt diese Erzeugende 17 mit der Mantellinie des sich konisch verjüngenden Bereichs 13a des Düsenkörpers 13 zusammen. Der Winkelbereich für die Neigung der Erzeugenden 17 zur Flammrohrachse 14 liegt zwischen 15° und 35° , vorzugsweise zwischen 20° und 30° .

Die Stauscheibe 6 ist so angeordnet, dass ihre zentrale Öffnung 6a einen negativen Abstand von bis zu 3 mm oder einen positiven Abstand von bis zu 5 mm zur freien Düsenkörperstirnfläche 13b einhält. Unter «negativem Abstand» wird dabei ein Abstand bezeichnet, der sich ergibt, wenn die Stauscheibenöffnung 6a eine Lage düsenstockseitig von der freien Stirnfläche 13b des Düsenkörpers 13 einnimmt, während sich ein «positiver Abstand» ergibt, wenn diese Stauscheibenöffnung 6a flammrohraustrittsöffnungsseitig vom Düsenkörper 13 liegt. Besonders bevorzugt wird eine flammrohraustrittsöffnungsseitige Anordnung der Stauscheibe 6 in einem Abstand an ihrer zentralen Öffnung 6a zur freien Düsenkörperstirnfläche 13b von 1,2 mm.

Die Stauscheibe 6 ist andererseits so angeordnet, dass sich ihr Aussenrand 6b im Bereich des sich verjüngenden Flammrohr-Abschnittes 4b befindet und dass zwischen ihrem Aussenrand 6b und der Innenfläche 4c des Flammrohrs 4 ein Ringspalt 7 frei bleibt, dessen Breite b in der Ebene der Flammrohraustrittsöffnung 4a höchstens 0,5 mm und dessen Tiefe t in Richtung der Flammrohrachse 14 höchstens 1,3 mm beträgt. Dabei beträgt der Aussendurchmesser der Stauscheibe 6 50 mm. Im übrigen ist die Stauscheibe 6 derart gehalten, dass sie entlang der Flammrohrachse 14 verschoben werden kann. Dadurch lässt sich innerhalb der angegebenen Grenzen beim Verschieben der Stauscheibe 6 der für Durchströmen von Sekundär-Verbrennungsluft zur Verfügung zu stellende Querschnittsraum im Ringspalt 7 variieren, um auf diese Weise die gewünschte Luftpressung im Flammrohr 4 einstellen zu können. Hierfür ist die Stauscheibe 6 durch eine Halterung, die drei an einer Hülse 10 befestigte Tragarme 9 aufweist, mit der Brennerdüse 5 verbunden. Die Hülse 10 ist auf dem Brennerstock 12, der mit einer Skaleneinteilung versehen sein kann, verschiebbar und kann mit einer Schraube festgeklemmt werden. Die Tragarme 9 sind je mit einer sich etwa radial nach aussen erstreckenden Lasche 9a versehen, die an der Innenfläche 4c des zylindrischen Flammrohrabschnittes 4d anliegt. Dadurch werden die Brennerdüse 5 und die Stauscheibe 6 zentriert, ohne dass die Luftströmung im Flammrohr wesentlich gestört wird. Der Brennerstock 12 ist am in Fig. 1 nicht mehr dargestellten linken Ende des Flammrohrs 4 in einem Flansch geführt, so dass er gemeinsam mit der Stauscheibe 6 in Richtung der Längsachse 14 verschoben werden kann. Um die richtige Einstellung der Stauscheibe 6 zu erleichtern, kann auf der Aussenseite des Flansches eine Einstellvorrichtung, etwa eine Mikrometerschraube, angeordnet sein. Im Brennerkopf 3 ist ferner eine in Fig. 1 schematisch angedeutete Zündelektrode 15 vorhanden.

Das dem Düsenkörper 13 abgewandte Ende des Brennerstockes 12 ist durch eine Leitung mit einer Ölfördervorrichtung

1 und der Innenraum 8 des Flammrohrs 4 mit einem Luftgebläse 2 verbunden. Dem Innenraum 8 des Flammrohrs 4 wird dabei sämtliche vom Luftgebläse 2 angeforderte Luft direkt zugeführt, so dass weder die Verbindungsleitung noch das Flammrohr eine Luftklappe aufzuweisen braucht.

Zum Betrieb des erfindungsgemässen Ölbrenners, der für eine Heizleistung zwischen 12 und 30 Mcal/h konzipiert ist, wird der Brennerdüse 5 von der Ölfördervorrichtung 1 leichtes oder extra leichtes Heizöl zugeführt, das bekanntlich einen Heizwert in der Grössenordnung von etwa 10 Mcal/kg aufweist. Weiterhin wird dem Flammrohr vom Luftgebläse 2 Verbrennungsluft zugeführt, wobei das Luftgebläse 2 so dimensioniert ist, dass im Innenraum 8 des Flammrohrs 4 ein Überdruck von 32 bis 36 mm Wassersäule entsteht. Durch Verschieben der Stauscheibe 6 wird nun der Ringspalt 7 so eingestellt, dass der Flamme eine Luftmenge zugeführt wird, die eine etwa stöchiometrische Luft-Brennstoffmischung oder höchstens einen Luftüberschuss von etwa 5 Vol.-% ergibt. Dies lässt sich etwa durch Messen des Kohlenmonoxyd- und Kohlendioxyd-Anteils der Abgase feststellen. Für den Betrieb des Ölbrenners kann dann an der zum Verschieben der Brennerdüse und der Stauscheibe dienenden Einstellvorrichtung eine entsprechende Skala angebracht werden. Überraschenderweise bleibt auch bei den unterhalb des minimalen Einsatzwertes des Ölbrenners gemäss der CH-Patentschrift 575 573 von 18Mcal/h liegenden Heizleistungen des Ölbrenners nach der Erfindung der Druck im Flammrohr 4 innerhalb der vorstehend angegebenen Grenzen konstant. Dies hat insbesondere den wesentlichen Vorteil, dass auch die Strömungsgeschwindigkeit, mit der die Luft die Stauscheibenöffnung 6a und den Ringspalt 7 durchströmt, näherungsweise unabhängig von der Ölfördermenge ist, so dass der Brennerkopf bei jeder innerhalb des angegebenen Intervalls liegenden Heizleistung etwa die gleiche Mischwirkung aufweist. Weiterhin wird durch die erfindungsgemässe Ölbrennerkonzeption bewirkt, dass die Strömungsrichtung der die Stauscheibenöffnung 6a durchsetzenden Strömung von Primär-Verbrennungsluft zumindest in einem Randbereich dieser Stauscheibenöffnung etwa senkrecht zu deren Fläche verläuft. Es lässt sich mit dem erfindungsgemäss ausgebildeten Ölbrenner auch bei unterhalb 18 Mcal/h liegenden Heizleistungen ein Kohlendioxyd-Anteil erreichen, der im ganzen Arbeitsbereich grösser als 15 Vol.-% ist. Bei einer Verbrennung, bei der so viel Luft zugeführt wird, dass sich eine stöchiometrische Sauerstoff-Brennstoff-Mischung ergibt, beträgt der Kohlendioxyd-Anteil der Abgase bei den übli-

chen leichten und extra leichten Heizölen etwa 15,7 Vol.-%. Die Verbrennungsgüte des erfindungsgemäss ausgebildeten Ölbrenners liegt also auch bei unterhalb 18 Mcal/h liegenden Heizleistungen sehr nahe bei dem bei stöchiometrischer Mischung erreichbaren Maximalwert. Dies hat den Vorteil, dass sich eine hohe Flammentemperatur ergibt und dass die durch den Wärmetransport des Abgases bedingten Verluste relativ klein sind.

Die lösbare Befestigung der Stauscheibe 6 an der Brennerdüse 5 ermöglicht es, den Abstand zwischen der Stauscheibe 6 und der Mündung der Brennerdüse 5 an den Zerstäubungswinkel der letzteren anzupassen. Nach einmal erfolgter Einstellung wird dann die Stauscheibe 6 nur noch gemeinsam mit der Brennerdüse 5 bzw. deren Brennerstock 12 verschoben.

Wie Fig. 4 erkennen lässt, weist die Stauscheibe 6 zusätzlich zu ihrem sich konisch erweiternden Bodenbereich 6c gegenüber herkömmlichen Stauscheibenausführungen auch noch eine weitere Besonderheit auf. Diese liegt darin, dass die Durchtrittsschlitze 6d im Bodenbereich 6c jeweils durch Öffnungen gebildet sind, die dadurch erzeugt sind, dass etwa streifenartige Bereiche 18 des Materials des Bodenbereiches 6c etwa fahnenartig praktisch knickfrei aus der Ebene dieses Bodenbereiches 6c in Richtung auf das Innere des durch die Stauscheibe 6 gebildeten becherförmigen Gebildes zu herausgebogen sind, wobei durch beispielsweise geringfügige Stauchung in Umfangsrichtung ein Überlappen der die schlitzförmigen Öffnungen 6d begrenzenden Randzonen bewirkt ist. Diese Überlappung ist in Fig. 3 mit v bezeichnet. Die Breite s der Durchtrittsschlitze 6d sollte zwischen 0,2 und 1 mm liegen und beträgt bevorzugt 0,4 bis 0,5 mm.

In Fig. 3 ist eine andere Ausführungsform eines erfindungsgemässen Ölbrenners für besonders geringe Heizleistungen schematisch dargestellt. Er weist zwei in Tandemanordnung nebeneinander plazierte Brennerdüsen besonders kleiner Düsenkörperkonturierung auf, und entsprechend ist die Stauscheibe 6 mit einer zentralen Öffnung 6a versehen, welche die Form eines Ovals aufweist, dessen seitliche Randbereiche als Halbkreisbögen ausgebildet sind, deren Kreisdurchmesser, der der geringsten Abmessung der Stauscheibenöffnung 6a, d.h. dem senkrechten Abstand beider Längsränder derselben, entspricht, 12 bis 13 mm beträgt. Es ergeben sich bei dieser Ausführungsform der Erfindung praktisch die gleichen günstigen Verhältnisse bezüglich der einzelnen Betriebsparameter wie bei der erstgeschilderten Ausführung.

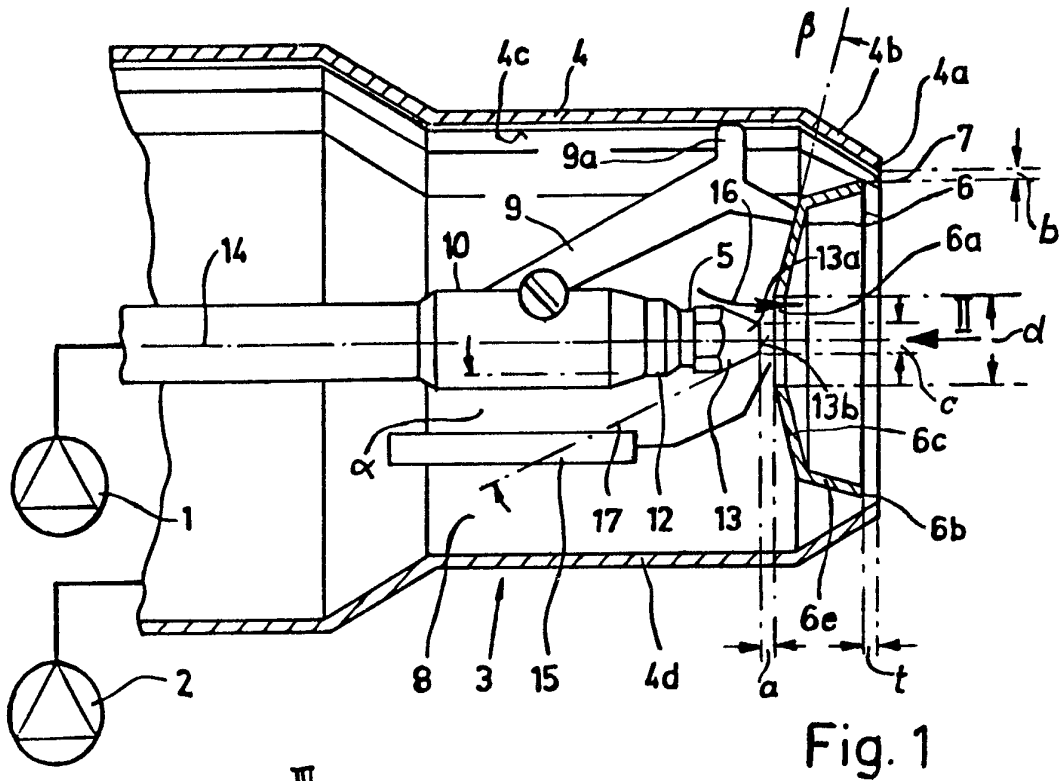


Fig. 1

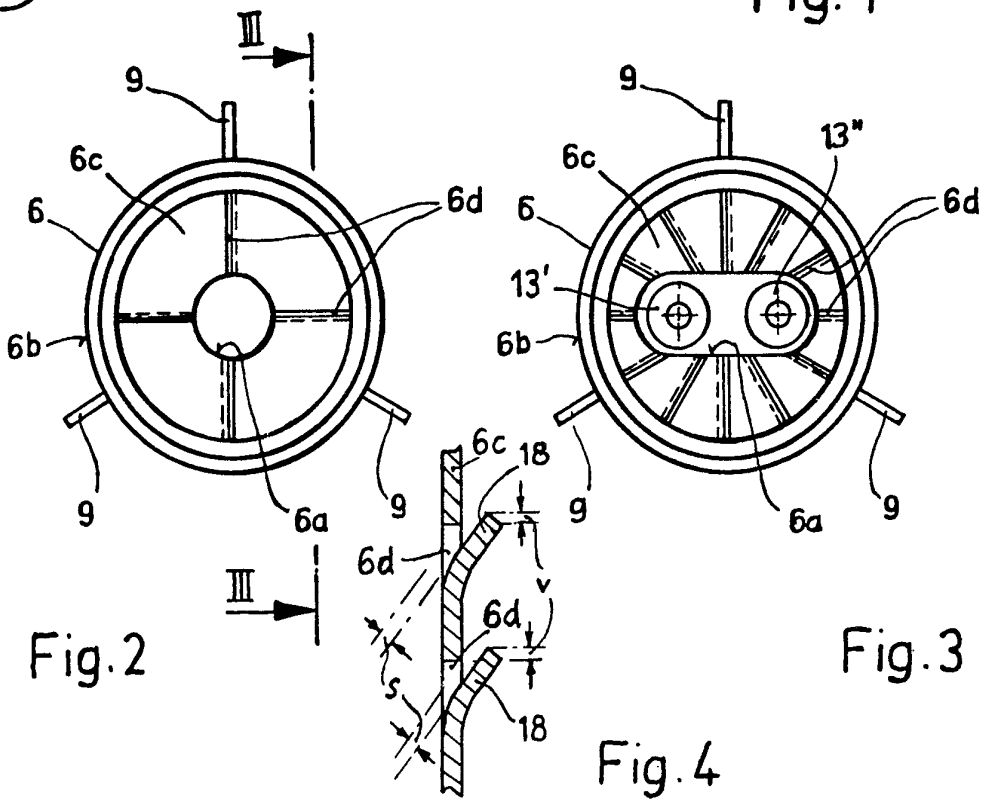


Fig. 2

Fig. 3

Fig. 4